

012

ROLLENLAGER

Publication number: DE2935023 (A1)

Publication date: 1980-03-20

Inventor(s): TALLIAN TIBOR E DIPL ING [US]; HINGLEY COLIN G [US] +

Applicant(s): SKF KUGELLAGERFABRIKEN GMBH +

Classification:

- International: F16C23/08; F16C33/36; F16C23/00; F16C33/30; (IPC1-7): F16C19/34; F16C33/36

- European: F16C23/08B3; F16C33/36

Application number: DE19792935023 19790830

Priority number(s): US19780938926 19780901

Also published as:

DE2935023 (C2)
FR2434954 (A1)
JP55033983 (A)
IT1162535 (B)
GB2033494 (A)

Cited documents:

DE702175 (C)
AT83309B (B)
FR425081 (A)
US3990753 (A)

Abstract not available for DE 2935023 (A1)

Abstract of corresponding document: FR 2434954 (A1)

Ce roulement 10 comprend une bague intérieure 11 avec des chemins de roulement 12 et une bague extérieure 13 avec un chemin de roulement 14. Une série de rouleaux 15 sont montés dans l'espace annulaire 16 formé entre les chemins de roulement intérieur et extérieur. Les rouleaux sont profilés de manière à créer sous charge un moment résiduel de frottement qui tend à régler le sens d'inclinaison des rouleaux. Le profil des rouleaux est à rayon de courbure variable tandis que les chemins de roulement ont un rayon de courbure constant. La répartition du moment de frottement sur les rouleaux produit une inclinaison positive qui diminue l'échauffement et les forces de frottement et augmente donc la durée de vie utile du roulement.

Data supplied from the *espacenet* database — Worldwide

D12

51

Int. Cl. 2:

F 16 C 19/34

F 16 C 33/38

19. BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



DE 29 35 023 A 1

11

Offenlegungsschrift 29 35 023

21

Aktenzeichen:

P 29 35 023.0-12

22

Anmeldetag:

30. 8. 79

43

Offenlegungstag:

20. 3. 80

30

Unionspriorität:

32 33 31

1. 9. 78 V.St.v.Amerika 938928

54

Bezeichnung:

Rollenlager

71

Anmelder:

SKF Kugellagerfabriken GmbH, 8720 Schweinfurt

72

Erfinder:

Tallian, Tibor E., Dipl.-Ing., Newton Square; Hingley, Colin G., Radnor;
Pa. (V.St.A.)

Prüfungsantrag gem. § 28 b PatG ist gestellt

DE 29 35 023 A 1

Rollenlager

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Rollenlager, bestehend aus einem Innen- und einem Außenring und einer Vielzahl von zwischen den Laufbahnen des Innen- und des Außenringes angeordneten Rollen, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine der Rollen (13) mit einer Mantelfläche (17) versehen ist, die ab einem bestimmten Bezugspunkt (M) eine veränderte Krümmung (R_{r1} , R_{r2} , R_{r3}) aufweist, während die Laufbahnen (10, 12) des Innen- (9) und Außenringes (11) mit konstanten Krümmungsradien (R_i , R_o) ausgebildet sind.
2. Rollenlager nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenlaufbahn (10) einen größeren Krümmungsradius (R_i) und die Außenlaufbahn (12) einen kleineren Krümmungsradius (R_o) aufweist als die Mantelfläche (17) der Rolle (13) im Bereich des Bezugspunktes (M).
3. Rollenlager nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Mantelfläche (17) der Rolle (13) zu beiden Seiten des Bezugspunktes (M) Abschnitte mit Krümmungsradien (R_{r2} , R_{r3}) aufweist, die kleiner sind als der Krümmungsradius (R_{r1}) im Bezugspunkt (M).

4. Rollenlager nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Abschnitte der Mantelfläche (17) der Rolle (13) zu beiden Seiten des Bezugspunktes (M) größere Krümmungsradien (R_{r2} , R_{r3}) aufweisen als der Krümmungsradius (R_{r1}) des Abschnittes der Mantelfläche (17) der Rolle (13) im Bezugspunkt (M).
- 5
5. Rollenlager nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die zu beiden Seiten des Bezugspunktes (M) liegenden Abschnitte der Mantelfläche (17) der Rolle (13) Krümmungsradien (R_{r2}) gleicher Größe aufweisen.
- 10
6. Rollenlager nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die zu beiden Seiten des Bezugspunktes (M) liegenden Abschnitte der Mantelfläche (17) der Rolle (13) Krümmungsradien (R_{r2} , R_{r3}) verschiedener Größe aufweisen.
- 15
7. Rollenlager nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Bezugspunkt (M) in der Mitte der Längsachse der Rolle (13) liegt.
- 20
8. Rollenlager nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die nebeneinanderliegenden Abschnitte der Mantelfläche (17) der Rolle (13) mit unterschiedlichen Krümmungsradien (R_{r1} , R_{r2} , R_{r3}) über gemeinsame Tangenten ineinander übergehen.

Rollenlager

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Rollenlager, bestehend aus einem Innen- und einem Außenring und einer Vielzahl von zwischen den Laufbahnen des Innen- und Außenringes angeordneten Rollen.

- 5 Es ist ein Rollenlager bekannt, bei dem Maßnahmen getroffen sind, das "Schränken", d. h. die Schiefstellung der Rollen zu steuern (US-PS 3 990 753). In dieser Vorveröffentlichung werden als eine Maßnahme zur Erzielung einer gewünschten Rollenschränkung die unterschiedlichen Schränkmomente in den Berührungsstellen zwischen
10 den Rollen und den Laufbahnen beschrieben. Es wird dort angeführt, daß eine geringfügige positive Rollenschränkung sich günstig auf die Lagerreibung, die Wärmeerzeugung und schließlich auf die Lagerlebensdauer auswirkt. Dabei werden verschiedene Möglichkeiten aufgezeigt, um einen
15 positiven Schränkwinkel zu erzielen. Diese Möglichkeiten haben alle Änderungen der Laufbahnen zum Inhalt. Beispielsweise wird als eine Möglichkeit angeführt, den Reibungskoeffizienten durch unterschiedliche Rauheit
20 der Oberfläche der Laufbahnen unterschiedlich zu gestalten

ten. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Änderung der Schmiegun~~g~~ der Laufbahnen und eine dritte Möglichkeit hat die Anordnung von Entlastungsbereichen in einer oder beiden Laufbahnen zum Gegenstand. Bei all diesen Möglichkeiten wird das Profil der Rollen in konventioneller Weise ausgebildet. Obwohl gefunden wurde, daß all diese Vorschläge im Prinzip ausführbar sind und nutzbringend verwendet werden können, um den gewünschten positiven Schrä~~n~~kwinkel zu erreichen, ist es in der Praxis schwierig, sie mit der genügenden Genauigkeit herzustellen, um sicher zu sein, daß der gewünschte kleine positive Schrä~~n~~kwinkel der belasteten Rollen über einen weiten Belastungs- und Geschwindigkeitsbereich sowie bei unterschiedlichsten Schmierbedingungen auch tatsächlich erreicht und beibehalten wird.

Bei den durch die vorgenannte Vorveröffentlichung bekannten Verfahren wurde gefunden, daß, wenn die geometrischen Verhältnisse zwischen den Rollen und den Laufbahnen sich während des Betriebes des Lagers unter Belastung verändern, die Druckverteilung geändert wird und die theoretisch entwickelten statischen Verhältnisse zur Erzeugung des gewünschten kleinen positiven Schrä~~n~~kwinkels in Wirklichkeit einen größeren positiven Schrä~~n~~kwinkel oder gar einen negativen Schrä~~n~~kwinkel erbringen. Beides ist unerwünscht. Die geometrischen Änderungen können z. B. in einem zweireihigen Pendelrollenlager dadurch hervorgerufen werden, daß der Innenring sich gegenüber dem Außenring aufgrund der Betriebsbedingungen verschiebt und so eine Änderung der Kräfteverhältnisse hervorruft. Das bekannte Verfahren zur gewünschten Veränderung der Reibungskoeffizienten der Laufbahnen findet seine Grenzen in der gegen-

wärtig sehr beschränkten Auswahl von Lagerwerkstoffen. Darüber hinaus bedarf die Erzeugung unterschiedlicher Reibungskoeffizienten durch unterschiedliche Ausbildung der Oberflächenrauheit einer schwierigen Herstellungstechnik.

5 Außerdem ändert sich die Oberflächenrauheit während der Lebensdauer eines Lager aufgrund des eintretenden Verschleißes, wodurch sich natürlich auch der Schrägswinkel ändert. Auch ist die Reibung sehr stark durch den Grad des sich aufbauenden elastohydrodynamischen Filmes be-

10 einflußt, der wiederum die Wirkung der Oberflächenrauheit als ein Hilfsmittel zur Einstellung des Schrägswinkels beeinflusst.

Die vorliegende Erfindung hat zur Aufgabe, ein Rollenlager zu schaffen, das die Möglichkeit der Einstellung des für

15 alle Betriebszustände vorteilhaften Schrägswinkel der Rollen bietet, sich den unterschiedlichen Betriebsbedingungen besser anpaßt, geringe Reibung und Verschleiß sowie ein Maximum an Gebrauchsdauer aufweist, aber trotzdem mit relativ geringem Fertigungsaufwand in der Serien-

20 fertigung herstellbar ist.

Diese Aufgabe wird nach der vorliegenden Erfindung dadurch gelöst, daß mindestens eine der Rollen mit einer Mantelfläche versehen ist, die ab einem bestimmten Bezugspunkt eine ver-

änderte Krümmung aufweist, während die Laufbahnen des Innen-

25 und Außenringes mit konstanten Krümmungsradien ausgebildet sind.

Nach einem weiteren Merkmal der Erfindung weist die Innenlaufbahn einen größeren Krümmungsradius und die Außenlaufbahn einen kleineren Krümmungsradius auf als die Mantel-

30 fläche der Rolle im Bereich des Bezugspunktes.

Die Mantelfläche der Rolle weist nach einem weiteren Merkmal der Erfindung zu beiden Seiten des Bezugspunktes Abschnitte mit Krümmungsradien auf, die kleiner sind als der Krümmungsradius im Bezugspunkt selbst. Es ist umgekehrt auch möglich, die Abschnitte der Mantelfläche der Rolle zu beiden Seiten des Bezugspunktes mit Krümmungsradien zu versehen, die größer sind als der Krümmungsradius des Abschnittes der Mantelfläche im Bezugspunkt. Die zu beiden Seiten des Bezugspunktes liegenden Abschnitte der Mantelfläche der Rolle können nach weiteren Merkmalen der Erfindung Krümmungsradien gleicher oder verschiedener Größe aufweist.

Der Bezugspunkt kann zweckmäßigerweise in der Mitte der Längsachse der Rolle liegen. Damit entstehen symmetrische Rollen.

Schließlich ist es nach einem weiteren Merkmal der Erfindung zweckmäßig, die nebeneinanderliegenden Abschnitte der Mantelfläche der Rolle mit unterschiedlichen Krümmungsradien über gemeinsame Tangenten ineinander übergehen zu lassen.

In Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung wird das Rollenprofil gezielt geändert und die geometrischen Verhältnisse zwischen den Rollen und den Laufbahnen verbleiben konstant selbst bei Einstellbewegungen der Laufbahnen zueinander wie sie in einem Pendelrollenlager auftreten. Es hat sich auch herausgestellt, daß die Maßnahmen nach der vorliegenden Erfindung auch die Einstellbewegungen im Lager aufgrund der normalerweise vorhandenen Lagerluft und auch der geometrischen Änderungen, die auftreten, wenn das Lager veränderlichen Belastungen ausgesetzt wird, kom-

5 pensieren. Zusammenfassend ist festzuhalten, daß die vor-
liegende Erfindung eine gezielte Einstellung des Schränk-
winkels ermöglicht, wobei die geometrischen Verhältnisse
zwischen den Rollen und den Laufbahnen sowohl während der
Schiefstellung als auch unter Belastung gleich bleiben.
Folglich bleibt das gewünschte Verhältnis der Schränkmomente,
das den kleinen positiven Schränkwinkel erzeugt,
im wesentlichen unbeeinflusst.

10 Das Prinzip, das den besonders profilierten Rollen
gemäß der vorliegenden Erfindung zugrundeliegt, be-
ruht darauf, daß das Druckfeld in den zwei Berüh-
rungszonen der Laufbahnen den Anforderungen der
Rollenschränkung angepaßt werden kann, obwohl das
Laufbahnprofil selbst bogenförmig bleibt und damit
15 die Forderungen erfüllt, daß die Kontaktgeometrie
nicht durch die Lagerschiefstellung beeinflusst wird.

20 Die Erfindung soll nachstehend näher erläutert werden,
wobei zum besseren Verständnis einige Aussagen über
die Druckverteilung, die Kräfte sowie über die Wir-
kungen unterschiedlicher Schränkwinkel vorausgeschickt
werden sollen. Hierzu wird auch auf die beiliegenden
Zeichnungen verwiesen, die folgendes zeigen:

- Fig. 1 die Druckverteilung,
- Fig. 2 die Gleitgeschwindigkeitsverteilung,
- 25 Fig. 3 die Reibungskraftverteilung und
- Fig. 4 die Reibungskräfte, die ein Reibmoment er-
zeugen, in einer Berührungsfläche zwischen
einer belasteten Rolle und einer Laufbahn.

- Fig. 5 eine schematische Darstellung einer zur Lagerachse geneigten symmetrischen Rolle eines Pendelrollenlagers mit den Punkten des reinen Rollens und den wirkenden Kräften,
- 5 Fig. 6 ein ähnliches Bild wie Fig. 5 einer asymmetrischen Rolle mit den Reaktionskräften eines Flansches auf die Rollen,
- Fig. 7 einen Teilquerschnitt durch ein übliches zweireihiges Pendelrollenlager,
- 10 Fig. 8 die Spannungsverteilung in der Berührungszone einer Laufbahn mit einem bestimmten Krümmungsradius und einer Rolle mit unterschiedlicher elliptischer Gestalt,
- 15 Fig. 9 bis 12 Verteilungen ähnlich der in Figuren 1, 2, 3 und 4 bei Vergrößerung des Schrägmoments über der Mittellinie der Berührungsfläche, wenn die Rollenform immer mehr elliptischer gestaltet wird,
- 20 Fig. 13 in schematischer Darstellung den Einfluß des veränderten Krümmungsradius einer Laufbahn auf die Druckverteilung bei Berührung mit einer elliptischen Rolle,
- Fig. 14a, 15a und 16a teilweise schematische Querschnitte eines Pendelrollenlagers, mit den Kräften in einem axial belasteten Lager, die bei positivem Schrägwinkel, bei Schrägwinkel 0 und bei negativem Schrägwinkel wirken,
- 25 Fig. 14b, 15b und 16b vereinfachte Darstellungen der Verhältnisse der Kräfte, die in den Lagern gemäß den Figuren 14a, 15a und 16a entstehen,
- 30

- Fig. 14c, 15c und 16c vereinfachte Vektordiagramme, des Kräftegleichgewichts für einen Ringausschnitt unter Belastung bei den Lagern nach Figur 14a, 15a und 16a,
- 5 Fig. 14d, 15d und 16d schematische Diagramme der relativen Größe der Umfangsspannungen im Außenring der Lager gemäß Figur 14a, 15a und 16a, die die Reaktionskräfte der Kräfte F_{NR} in den Diagrammen 14c, 15c und 16c liefern,
- 10 Fig. 17a, 18a und 19a vereinfachte Diagramme ähnlich den Figuren 14b, 15b und 16b, wobei die Kräfteverhältnisse dargestellt sind, die in einem Lager unter reiner Radialbelastung entstehen,
- 15 Fig. 17b, 18b und 19b sind vereinfachte Vektordiagramme, die die Verhältnisse bei den Lagern nach Figur 17a, 18a und 19a bei positivem Schräkwinkel, bei Schräkwinkel 0 und negativem Schräkwinkel zeigen,
- 20 Fig. 20a und 20b die grafische Darstellung einer bimodalen Druck- oder Spannungsverteilung in der Berührungszone des Außenringes mit der Rolle bei einem Rollenlager nach der vorliegenden Erfindung,
- 25 Fig. 21a und 21b die grafische Darstellung einer unimodalen Spannungsverteilung in der Berührungszone des Innenringes mit der Rolle im erfindungsgemäßen Lager,
- 30 Fig. 22 und 23 Teilquerschnitte durch ein erfindungsgemäßes Rollenlager mit bestimmten geometrischen Verhältnissen.

Wenn eine bogenförmig profilierte Rolle gegen eine bogenförmig profilierte Laufbahn geringerer Krümmung (mit einem größeren Krümmungsradius) gepreßt wird, dann ist die normale Druckverteilung in der Berührungszone im Profil elliptisch; maximaler Druck entsteht über der Mittellinie der Krümmung und die Druckverteilung ist symmetrisch zu dieser Linie (siehe Figur 1).

In weitaus der Mehrzahl der in der Praxis ausgeführten Pendelrollenlagern (es sind solche mit symmetrisch profilierten Rollen) wird aufgrund von Gesichtspunkten der Konstruktion verhindert, daß die Tangenten des Profils am Berührungspunkt durch den Apex, das ist der Schnittpunkt der Mantellinie des idealen Kegels mit der Lagerachse gehen. Wenn eine Belastung aufgebracht wird und die elastische Verformung der Oberflächen stattgefunden hat, bildet sich eine Druckfläche endlicher Breite. Das verformte Profil kann nur eine Linie durch den Apex in den beiden Punkten H_1 und H_2 (siehe Figur 5) durchdringen. Wenn das Lager in Drehung versetzt wird, stellen diese zwei Punkte Gebiete innerhalb der Druckfläche dar, wo ein reines Rollen erfolgt. Alle anderen Gebiete der Druckfläche oberhalb dieser Linie stellen Gebiete des Gleitens in der einen Richtung und die Gebiete unterhalb dieser Linie stellen Gebiete des Gleitens in entgegengesetzter Richtung dar (siehe Figur 2). Dieses Gleiten ruft natürlich Reibungskräfte auf den Flächen in Richtung des Gleitens hervor (siehe Figur 3). Die genaue Lage der Mantellinie des idealen Kegels und ihrer Schnittpunkte H_1 und H_2 ist so, daß die resultierende tangentielle Reibungskraft 0 ist (hierbei werden die Käfigreibung und die Schmierfilmreibung, die diese Gleichgewichtsbedingung geringfügig ändern, vernachlässigt). Flächenmäßig müssen die Gebiete A und C zusammen gleich dem Gebiet B in Figur 3 sein.

Zur Veranschaulichung sind die Größen der Gleitreibungskräfte in Figur 3 proportional den normalen Berührungskräften unter Bedingungen der Coulomb'schen Reibung dargestellt. Andere Verhältnisse zwischen Reibungs- und Normalkräften können angenommen werden, ohne daß diese allgemeine These ungültig wird.

Obwohl die Reibungskräfte im Gleichgewicht sind, ist es offensichtlich, daß die asymmetrische Lage von H_1 und H_2 in Bezug auf den Mittelpunkt 0 der Berührungszone ein Ungleichgewicht der Momente hervorruft. Die Größe des resultierenden Reibungsmomentes um den Punkt 0 kann grafisch dadurch ermittelt werden, daß, wie in Figur 4 dargestellt, die ausgeglichenen Gebiete subtrahiert werden. Für den dargestellten Fall ergibt sich ein im Uhrzeigersinn wirkendes Moment. Eine ähnliche Analyse der Berührung der gleichen Rolle mit der anderen Laufbahn führt zu einem Moment in der entgegengesetzten Richtung. Das tatsächliche Verhalten der Rolle ist somit eine Antwort auf die Unterschiede in den Momenten, die an den beiden Berührungsstellen herrschen.

Bei der vorgehend beschriebenen Betrachtung wurde angenommen, daß die Rollachse in der gleichen Ebene liegt wie die Achsen der Laufbahnen. Wenn nun ungleiche Reibungsmomente entstehen, wird die Rolle sich in die Richtung schiefstellen, in die das größere Reibungsmoment wirkt.

In jeder Berührungszone wird eine weitere Gleitgeschwindigkeit in Richtung der Mantellinie des idealen Kegels erzeugt. Diese zusätzlichen Gleitgeschwindigkeiten modifizieren die Richtung der Gleitreibung und, aufgrund der

- Änderungen der Richtung der Ebenen der Hauptkrümmung der Rollen auch die Druckverteilung in der Berührungszone und somit auch die Größe der Kräfte gemäß Figur 3. Damit wird auch das Reibungsmoment in jeder Berührungszone geändert.
- 5 Ob nun dort, wo die Reibungsmomente gleich und entgegengesetzt gerichtet sind, ein das Gleichgewicht erzeugender Schrängwinkel herrscht, ist ganz von der Geometrie, der Belastung und den Schmierbedingungen abhängig, die an den beiden Rollenberührungspunkten herrschen.
- 10 Eine Untersuchung hat gezeigt, daß konventionelle Lager dieser Art (mit symmetrischen Rollen) entweder Rollengleichgewicht bei einem negativen Schrängwinkel zeigen oder instabil in der negativen Richtung sind, wobei die Schiefstellung der Rollen durch die Käfigtaschen begrenzt
- 15 wird.

- Bei einer anderen Art von Pendelrollenlagern werden asymmetrisch profilierte Rollen verwendet, so daß die Mittellinie in der Tat eine Tangente zur Mantellinie des idealen Kegels ist und folglich die Coulomb'schen Gleitreibungskräfte gemäß Figur 3 im Gleichgewicht sind, so daß
- 20 kein Schrängmoment in diesen Berührungszonen entsteht. Die Geometrie solcher Lager verhindert jedoch, daß die Normalkräfte der zwei Berührungszonen kollinear sind und somit bedarf es einer dritten Kraft, um das Rollengleichgewicht herzustellen. Diese Reaktionskraft wird durch
- 25 einen Flansch erzeugt, der an einer der Laufbahnen vorgesehen ist (siehe Figur 6). Bei jeder dieser Ausführungen entsteht an der Berührungsfläche des Flansches eine unvermeidliche Gleitgeschwindigkeitskomponente, die eine tangen-
- 30 tiale Reibungskraft auf das Rollenende erzeugt, welche ein

Schränkmoment auf die Rolle ausübt, und zwar wiederum in der negativen Richtung. Ob diese negative Schräнкkraft ein Gleichgewicht hervorrufen kann, hängt nicht nur von der Laufbahnberührung, sondern auch von der Geometrie des Rollenendes und der entsprechenden Anlauffläche ab. Das Fehlen eines resultierenden Momentes in den asymmetrischen Kontaktflächen gilt nur für die angenommenen einfachen Coulomb'schen Reibungsbedingungen. Die realistischeren Reibungskräfteverhältnisse haben einen von der Viskosität abhängigen Term, der wiederum von der Geschwindigkeit abhängt. Wenn diese Reibungsverhältnisse in Betracht gezogen werden, zeigt die Analyse, daß wieder ein asymmetrisches Feld der Art wie in Figur 3 dargestellt entsteht und Schräнкmomente hervorgerufen werden. Auf diese Weise werden auch Lager mit asymmetrischen Rollen durch den unerwünschten negativen Schräнкwinkel negativ beeinflusst.

Die obengenannten Ausführungen zeigen die Ursachen für das Rollenschränken auf und lassen erkennen, daß in allen bekannten Lagern das resultierende Reibungsmoment in allen Rollenberührungszonen (selbst bei zwei oder drei) einen unerwünschten negativen Schräнкwinkel hervorruft. In jedem dieser Fälle wird jedoch in einer Berührungszone ein Schräнкmoment in der gewünschten positiven Richtung erzeugt und es ist das Ziel des eingangs genannten US-Patentes 3 990 753 und nur dieses eine, dieses positive Schräнкmoment gegenüber den negativen Schräńkmomenten zu vergrößern, so daß ein Gleichgewicht bei einem vorher ausgewählten kleinen positiven Schräńkwinkel erreicht wird.

Das Reibungsmoment in einer Berührungszone kann dadurch modifiziert werden, daß entweder die Größe der

Reibungskräfte selbst variiert wird oder daß ihre Verteilung in Bezug auf den Mittelpunkt der Berührungsfläche geändert wird.

5 Das erstere wird in erster Linie dadurch erreicht, daß der wirksame Reibungskoeffizient an einer Berührungsstelle absichtlich vergrößert wird. Das letztere in erster Linie dadurch, daß die Normalkräfte in der Berührungsfläche so verteilt werden, daß Reibungskräfte entstehen. Das letztgenannte Ziel liegt der vorliegenden Erfindung zugrunde.

10 Wie bereits früher beschrieben, ergeben bogenförmige Profile eine elliptische Verteilung der Normalkräfte über der Berührungsfläche. Dieser Systemzwang kann dadurch umgangen werden, daß eine der Berührungsflächen mit einer veränderlichen Profilkrümmung versehen wird. Das viel-
15 leicht einfachste Beispiel eines solchen Profils ist eine Ellipse, obwohl die Möglichkeiten nicht auf einzelne Klassen von Kurven beschränkt sind. Die einzigen praktischen Bedingungen sind Kontinuität der Krümmungen (keine Linien unendlicher Krümmung), um örtliche Spannungskonzentrationen zu vermeiden, und die Herstellungsmöglichkeiten.
20

Aus Gründen der Spannungsverteilung kann das nicht bogenförmige Profil entweder bei der Laufbahnen oder bei den Rollen vorgesehen werden. Die beste Wahl wird durch
25 die allgemeine Lagerausführung bestimmt. Wenn die übliche Ausführung eines Pendelrollenlagers nach Figur 7 betrachtet wird, dann entsteht in der Berührungszone zwischen Außenlaufbahn und Rolle das positiv gerichtete Schränkmoment und in der Berührungszone zwischen Innenringlaufbahn und Rolle das negative Schränkmoment. Ein
30

positiver Schräkwinkel der Rolle kann nun erreicht werden, entweder durch Erhöhung des Schräkmoments im Bereich der Berührung mit der Außenringlaufbahn oder durch Verringerung des Schräkmomentes an der Berührungsstelle mit
5 der Innenringlaufbahn oder durch eine Kombination dieser beiden Möglichkeiten. Bei diesem Lager fordert die Einstellbarkeit, daß die Außenringlaufbahn hohlkugelförmig ausgebildet ist. Jede Änderung des Profils dieser Laufbahn würde die Hohlkugelform stören und außerdem einen
10 Winkelfehler bis zu 3° in Bezug auf die Rolle hervorrufen, wenn der Außenring im Betrieb schiefgestellt wird.

Eine Anpassung des Profiles kann auch bei der Innenringlaufbahn erfolgen, so daß die Breite der Druckfläche und somit das negative Schräkmoment reduziert
15 ist. Hierdurch wird jedoch die maximale Druckspannung erhöht. Nachdem auch die Lastrichtung sich ändert, wird sich die axiale Lage der Rollen auf der inneren Laufbahn ändern, was zu Lagefehlern der Innenringlaufbahn in Bezug auf die Rolle führt. Wenn die Profiländerung in der hier
20 beschriebenen Weise bei der Rolle vorgenommen wird, dann kann das gewünschte Schräkmomentgleichgewicht durch die vorteilhafte Einstellung der Normalkraftverteilung in beiden Berührungszonen und folglich in den resultierenden Gleitreibungsgebieten erreicht werden.

25 Zur Illustration ist in Figur 8 die Normalspannungsverteilung (oder -druckverteilung) dargestellt, die bei der Berührung von Rollen verschiedener Form mit einer bogenförmigen Laufbahn mit einem genau festgelegten Krümmungsradius unter Belastung entsteht. Die Kurve 1 ist der Spezialfall einer Ellipse mit gleichlangen Hauptachsen, also
30

einem Kreis, der die bekannte elliptische Druckverteilung ergibt. Die Kurve 2 stellt die Normalspannungsverteilung bei der Berührung einer Ellipse dar, deren größter Krümmungsradius dem Krümmungsradius der Laufbahn entspricht.

5 Diese Kurve gibt eine flache Druckverteilung. Die Kurven 3 und 4 zeigen zunehmende Zweigipfeligkeit der Druckverteilung (bimodale Druckverteilung) bei zunehmender Länge einer der Hauptachsen der Ellipse. In Übereinstimmung mit den Darstellungen nach Figur 1 bis 4 ist anhand der Figuren 9

10 bis 12 festzustellen, daß aufgrund der breiter werdenden Berührungsflächen verbunden mit der größer werdenden Hauptachse der Ellipse der Rolle ein größeres Schrägmoment über der Berührungsfläche entsteht. Da jedoch die zwei Laufbahnen von gleicher Krümmung sind, werden die Reibungsmomente

15 an beiden Berührungstellen in ähnlichem Umfang vergrößert, so daß diese Bedingung allein nicht ausreicht, um das gesteckte Ziel der gewünschten vorteilhaften Schränkung der Rolle zu erreichen.

In Figur 13 ist der Einfluß der Veränderung des Krümmungsradius einer Laufbahn, die gegen eine, um die Druckverteilung in der Berührungsfläche zu beeinflussen, elliptisch profilierte Rolle gepreßt wird, dargestellt. Wenn die Innenlaufbahn mit einem geringfügig größeren Krümmungsradius als die Außenlaufbahn ausgeführt wird, dann

20 kann der gewünschte Unterschied in der Druckverteilung in der Berührungszone und damit auch der gewünschte Rollenschränkwinkel erreicht werden. Ein besonderer Vorteil dieser Maßnahme ist nach Figur 13, daß die Maximalspannung an der Innenlaufbahn (die meistens die höchsten

25 Spannungen aufweist und somit empfindlich gegen Ermüdung

30

- ist) nicht so spitz ausgeprägt ist, sondern gleichmäßig verteilt, und daß die Tendenz zu einem bimodalen (zweigipfeligen) Spannungsfeld auf die Außenlaufbahn beschränkt wird, wo die Spannungen in der Regel aufgrund der Berührungsverhältnisse niedriger sind.

- Bei dem beschriebenen Beispiel wurden allein die Änderungen in den Profilen der Druckverteilung betrachtet. Natürlich muß auch das Gleichgewicht der Gleitkräfte in Betracht gezogen werden. Die Verschiebungen der Punkte
- 10 reinen Rollens H_1 und H_2 sind relativ gering innerhalb der praktischen Änderung der Profile, aber selbst dabei neigt ihre Verschiebung dazu, die gewünschte Momenteinstellung an den entsprechenden Berührungsstellen zu vergrößern.
- 15 Bei diesem Beispiel, wo die Rollen die Innenfläche einer Hohlkugel berühren, nimmt der Krümmungsradius des Rollenprofils zu den Rollenden hin ab, oder mit anderen Worten, die Berührungsfläche des Rollenprofils ist in die Nähe des Schnittpunktes dieser Kurve mit der kleinen Achse der
- 20 Ellipse gelegt. Die Druckverteilungen nach Figur 8 und 13 sind symmetrisch. Der Mittelpunkt der Krümmung der Laufbahn liegt angenommenerweise auf der kleinen Achse der Ellipse. Dies ist jedoch keine Bedingung.

- Bei einer Lagerausführung, bei der die Rollen die Außenfläche einer Kugel berühren - hierbei sind die Rollen
- 25 ähnlich einer Spule oder dem Glas einer Sanduhr geformt - kann die oben beschriebene Einstellung des Druckverteilungsprofils dadurch erreicht werden, daß ein Rollenprofil verwendet wird, bei dem der Krümmungsradius zu den Rollenden hin zunimmt. Ein solches Profil besteht neben dem
- 30 Schnittpunkt einer Ellipse mit seiner großen Halbachse.

Nun noch einige Aussagen zur Wirkung eines positiven und negativen Schräkwinkels.

- In Figur 7 ist ein zweireihiges Pendelrollenlager dargestellt, das aus einem Innenring 9, mit zwei Laufbahnen 10 und einem Außenring 11 mit einer Laufbahn 12 und einer Anzahl von Rollen 13 besteht, die in dem Zwischenraum zwischen den Laufbahnen 10 und 12 angeordnet sind. Die in zwei Reihen zwischen dem Innenring 9 und dem Außenring 11 angeordneten Rollen 13 sind in einem Käfig 14 gehalten.
- 10 Das Lager ist selbsteinstellend ausgebildet. Zu diesem Zweck ist der Außenring 11 so ausgeführt, daß er um eine Achse quer zur Rotationsachse des Innenringes 9 schwenken kann. Dies wird dadurch erreicht, daß die Außenringlaufbahn 12 mit einem Profil versehen ist, das einen konstanten Krümmungsradius aufweist. Der Innenring 9 ist so ausgebildet, daß die Laufbahnen 10 symmetrisch zu einer Mittellinie senkrecht zur Drehachse des Lagers liegen. Die Innenringlaufbahnen 10 sind zur Drehachse des Lagers geneigt. Wie in manchen zweireihigen Pendelrollenlagern üblich, ist ein Führungsring 15 zwischen den beiden Rollenreihen auf dem Innenring 1 angeordnet, der dazu dient, die Rollenreihen voneinander zu trennen.

- Das Lager ist so ausgelegt, daß die Rollen im Betrieb einen nicht negativen Schräkwinkel einnehmen. Der Schräkwinkel ist der Winkel zwischen der Drehachse der Rollen und einer Ebene die durch die Rollen und die Drehachse des Lagers geht. Der Schräkwinkel kann positiv, negativ oder 0 sein. Der Schräkwinkel ist positiv, wenn die Reibungskraftkomponenten, die in axialer Richtung auf die Rollen wirken, so gerichtet sind, daß sie in der gleichen

Richtung wie die Axialkomponente der Normalkraft, die auf die Rollen in der Berührungszone ausgeübt wird, wirken, d. h. diese verstärken. Wie bereits weiter oben angeführt, wird im Betrieb eines Lagers mit Rollen, die einen positiven Schräkwinkel innerhalb eines vorgegebenen Bereiches einnehmen, die Gesamtreibung im Lager erniedrigt und die Gebrauchsdauer des Lagers erhöht. Im obengenannten US-Patent 3 990 753 ist in Figur 7 ein Lager dargestellt, bei dem die Außenringlaufbahn im Mittelbereich der Rolle mit einer seichten Ausnehmung und die Innenlaufbahn im Bereich der Enden der Rolle mit solchen seichten Ausnehmungen versehen sind. Diese Ausbildung der Laufbahnen ruft eine bimodale (zweigipfelige) Druckverteilung (Figur 20a) in der Berührungsstelle zwischen der Außenlaufbahn und der Rolle und eine unimodale (eingipfelige) Druckverteilung (Figur 21a) zwischen der Innenlaufbahn und der Rolle hervor. Diese Druckverteilungen erzeugen Reibungskraftmomente, die die Rolle so einstellen, daß ein positiver Schräkwinkel entsteht. Wie bereits erwähnt, kann in einigen Anwendungsfällen, wie z. B. zweireihigen Pendelrollenlagern, das Verhältnis der Kräfte unter verschiedenen Betriebsbedingungen sich ändern, wobei sich auch die Druckverteilung so ändern kann, daß in bestimmten Fällen ein negativer Schräkwinkel entsteht. Einige Ausführungsbeispiele der Rollenmantelflächen in Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung erzeugen im wesentlichen die gleiche bimodale-unimodale Druckverteilung, wie sie oben erwähnt wurde. Die relative Druckverteilung bleibt jedoch im wesentlichen die gleiche, um einen positiven Schräkwinkel selbst unter verschiedenen Betriebsbedingungen aufrechtzuerhalten.

Wenn ein Lager, dessen Rollen unter einem positiven Schrägswinkel angeordnet sind, im Betrieb belastet wird, dann entstehen in der belasteten Zone zwischen den Rollen und den inneren und äußeren Laufbahnen Reibungskräfte, die durch die relative Gleitbewegung zwischen den Oberflächen der Laufbahn und der Oberfläche der Rolle hervorgerufen werden. Um dieses Phänomen zu erklären, soll auf Figur 14a hingewiesen werden, in der der Außenring 11 sich aus der Zeichenebene herausbewegen soll, während der Innenring 9 sich in die Zeichenebene hineinbewegt und die Rolle 13 sich um ihre Achse 16 wie durch den Pfeil angedeutet, dreht. Auf diese Weise kann die Rolle 13 in ihrem Berührungspunkt mit der Außenlaufbahn 12 als rückwärts in die Zeichenebene rollend betrachtet werden. Aufgrund der Schrägstellung der Rolle 13 ist jedoch die Richtung der Rollbewegung der Rolle 13 nicht senkrecht zur Zeichenebene. Vielmehr hat die Rollbewegung eine Komponente, die abweicht von einer Ebene M , die durch den Innen- und Außenring 9 bzw. 11 und die Mitte der Rolle 13 gezeichnet ist. Nachdem der Außenring 11 nur eine Bewegung um die Lagerdrehachse aufnehmen kann, ist seine Bewegung in der Berührungsstelle mit der Rolle 13 genau senkrecht zur Zeichenebene. Folglich muß die äußere Laufbahn 12 über die Fläche der Rolle 13 in Richtung auf die Ebene M gleiten. Diese Bewegung erzeugt eine Reibungskraft F_T , die auf die Rolle 13 einwirkt und die in eine axial gerichtete Komponente F_{TA} zerlegt werden kann. Aufgrund der gleichen Überlegung entsteht bei der Berührung der Rolle 13 mit der inneren Laufbahn 10 eine Gleitreibungskraft der gleichen Größe aber entgegengesetzter Richtung ($-F_T$).

Wenn nun eine äußere Axialkraft P_A auf den Außenring 11 wirkt, dann wird eine gleiche aber entgegengesetzt gerichtete Reaktionskraft $-P_A$ auf den Innenring 9 erzeugt. Diese Kräfte bewirken eine Normalkraft F_N , die durch die
5 Außenlaufbahn 12 auf die Rolle 13 einwirkt. Wie aus Figur 14a ersehen werden kann, hat die Normalkraft F_N eine radiale Komponente F_{NR} und eine axiale Komponente F_{NA} . Wenn nun die axiale Komponente F_{NA} der Normalkraft F_N in gleicher Richtung wirkt wie die axiale Komponente
10 F_{TA} der Reibungskraft F_T , die auf die Rolle 13 einwirkt, dann hat die Rolle einen positiven Schräkwinkel. Natürlich gilt eine ähnliche Überlegung für die Kräfte an der inneren Laufbahn 10, die sich ergibt aus der Reaktionskraft $-P_A$ die nach links auf den Innenring 9 einwirkt, und
15 der äußeren Axialkraft P_A entgegenwirkt, die nach rechts auf den Außenring 11 gerichtet ist.

Beim Lager nach Figur 16a ist die Rolle 13 unter einem negativen Schräkwinkel angeordnet. Wie zu erkennen ist, gleitet der Außenring 11 relativ zur Rolle 13 und ruft
20 die Gleitreibungskraft F_{TA} hervor, die entgegengesetzt zu der entsprechenden Gleitreibungskraft F_{TA} beim Lager nach Figur 14a mit einem positiven Schräkwinkel ist.

Als ein Hilfsmittel zum Verständnis der Vorteile, die in einem Lager herrschen, dessen Rollen einen positiven
25 Schräkwinkel einnehmen, soll auf die Figuren 14b, 15b und 16b hingewiesen werden, die die Kräfte, die auf den Außenring 11 einwirken, zeigen. Zum Zwecke der besseren Darstellung sind die verschiedenen Kräfte auf die Ebene M bezogen, obwohl, wie nachstehend noch gezeigt werden
30 soll, die Kräfte aufgrund der bimodalen Druckverteilung am Außenring nicht genau an diesen Stellen im Lager wirken.

Wenn zunächst das in Figur 15a dargestellte Lager, bei dem die Rollen einen Schrägswinkel 0 einnehmen, betrachtet wird, dann ist aus Figur 15b ersichtlich, daß die äußere Axiallast P_A eine Normalkraft $-F_N$ erzeugt, die eine Axialkomponente $-F_{NA}$ hat, die mit der äußeren Kraft P_A im Gleichgewicht steht. Die Normalkraft $-F_N$ hat auch eine radiale Komponente $-F_{NR}$. Das Kräftegleichgewicht ist in Figur 15c dargestellt.

Bei dem in Figur 14a dargestellten Lager mit positivem Schrägswinkel erzeugt, wie aus Figur 14b zu ersehen ist, die äußere Axialkraft P_A die Normalkraft $-F_N$, die auf den Außenring 11 wirkt. Die Normalkraft $-F_N$ hat eine axiale und eine radiale Komponente $-F_{NA}$ bzw. $-F_{NR}$. Außerdem wirkt die Reibungskraft $-F_T$ auf den Außenring 11 in einer Richtung entgegen der äußeren Kraftkomponente P_A .

Der Einfluß der Reibungskraft $-F_T$ auf das Kräftegleichgewicht im Lager kann am besten aus Figur 14c ersehen werden, in der die Reibungskraft $-F_T$ vektoriell von dem Vektor der äußeren Kraft P_A subtrahiert ist. Die Wirkungslinie des Vektors der Normalkraft $-F_N$ ist parallel zum Vektor der Normalkraft $-F_N$ (in gestrichelten Linien angedeutet) und bis zur Spitze der Reibungskraft $-F_T$ gezogen. Die resultierende Normalkraft $-F_N$ (durchgehend ausgezogen) ist wesentlich kleiner als die Kraft, die auf den Außenring bei einer Rolle, die einen Schrägswinkel 0 hat, ausgeübt wird (vergleiche Figuren 14c und 15c). Die niedrigere Normalkraft hat zur Wirkung, daß die Ermüdungslebensdauer des Lagers vergrößert wird. Auch die Umfangsspannungen im Außenring sind geringer (vergleiche Figuren 14d und 15d).

Ein Lager mit negativem Schräkwinkel der Rollen hat höhere Umfangsspannungen und eine kürzere Ermüdungslebensdauer als Lager, bei denen die Rollen einen positiven Schräkwinkel oder den Schräkwinkel 0 einnehmen. Dies kann aus
5 einem Vergleich der Figuren 14c, 15c und 16c ersehen werden.

Wie aus Figur 16b ersichtlich, wirkt die Reibungskraft $-F_T$, die durch die Rollen auf den Außenring ausgeübt wird, in der gleichen Richtung wie die äußere Axialkraft P_A . Als Ergebnis wird die Reibungskraft $-F_T$ vektoriell zu der Axiallastkomponente P_A addiert (Figur 16c). Der resultierende Normalkraftvektor $-F_N$ (ausgezogen dargestellt) ist somit
10 wesentlich größer als der Normalkraftvektor $-F_N$ bei einem Schräkwinkel 0 (gestrichelt dargestellt). Als Folge daraus
15 wird die Ermüdungslebensdauer dieses Lagers verringert (vergleiche Figuren 15c und 16c).

Die vorstehende Untersuchung gilt für Lager unter reiner Axiallast. Wenn ein Lager (konventionell innerhalb geringer Berührungswinkel konstruiert) mit einem positiven Schräkwinkel der Rollen arbeitet und reinen Radiallasten unterworfen ist, dann werden geringfügig größere Normalkräfte erzeugt, verglichen mit einem ähnlichen Lager, bei dem die
20 Rollen den Schräkwinkel 0 einnehmen. In einem ähnlichen Lager, dessen Rollen einen negativen Schräkwinkel einnehmen, werden geringfügig kleinere Normalkräfte in der
25 Berührungszone erzeugt, verglichen mit einem Lager, dessen Rollen den Schräkwinkel 0 einnehmen. Dies kann aus den Figuren 17b, 18b und 19b entnommen werden, die die
30 Kräfte in einem radial belasteten Lager mit den verschiedenen Schräkwinkeln, ähnlich wie zu den Figuren 14a, 15a und 16a beschrieben, aufweisen.

Im Gegensatz zu axial belasteten Lagern, weisen Lager unter reiner Radiallast keine wesentlichen Umfangsspannungen in ihren Außenringen auf. Vielmehr werden die Außenringe solcher Lager in axialer Richtung zwischen den beiden Rollenreihen beansprucht. Dieses Verhältnis von äußeren Kräften zu inneren Kräften und Spannungen für Lager mit positivem Schräkwinkel, Schräkwinkel 0 und negativem Schräkwinkel der Rollen ist in den Diagrammen nach Figur 17a, 18a und 19a dargestellt. Wie am besten aus den Figuren 17b, 18b und 19b ersichtlich ist, rufen reine Radialbelastungen die axialen Kräfte F_{HA} zwischen den Ringhälften hervor, wobei die Größe vom Schräkwinkel der Rollen abhängt. Z. B. ist, wie in Figur 18b bei einem Lager mit Schräkwinkel 0, die Axialkraft von einer bestimmten Größe, die durch den Vektor F_{HA} dargestellt ist. Dieselbe axiale Kraft F_{HA} ist größer nach Figur 17b entsprechend der Reibungskraft $-F_T$, die durch den positiven Schräkwinkel der Rollen hervorgerufen wird. Im Gegensatz dazu ist dieselbe axiale Kraft F_{HA} kleiner nach Figur 19b aufgrund der Reibungskraft $-F_T$, die bei negativem Schräkwinkel der Rollen hervorgerufen wird. Durch Vergleich der Figuren 17b, 18b und 19b kann ersehen werden, daß die Größe der Normalkraft $-F_N$ bei positivem Schräkwinkel geringfügig größer ist als die bei einem Schräkwinkel 0 und die Normalkraft $-F_N$ bei negativem Schräkwinkel ist geringfügig geringer als die bei Schräkwinkel 0. Aus diesem Grunde weisen Lager mit positivem Schräkwinkel bei reinen Radialbelastungen nicht die wesentlichen Vorteile auf, wie sie unter reiner Axiallast erzielt werden.

Wenn die äußere Belastung eines Lagers eine Kombination aus radialen und axialen Lastkomponenten darstellt, dann werden die Normalkräfte in den Berührungszonen, die vorwiegend aus der Axiallastkomponente entstehen, reduziert. 5 Aufgrund des kleinen Berührungswinkels (= Neigungswinkel der Rollachsen zur Lagerachse) bei den meisten konventionellen zweireihigen Pendelrollenlager liegt dieser Vorteil so lange vor, wie das Verhältnis der Axiallastkomponente zur Radiallastkomponente größer als ungefähr 10 1:5 ist.

Nachdem nun das allgemeine Konzept der vorliegenden Erfindung diskutiert wurde, soll nun die Aufmerksamkeit auf eine besondere Ausführung eines Lagers gerichtet werden, bei dem die Rollen in besonderer Weise 15 profiliert sind. In Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung sind die Rollen in einer Art profiliert, daß sie eine vorher bestimmte variable und nicht konstante Krümmung aufweisen, während die Innen- und die Außenlaufbahnen mit Krümmungen mit konstantem Radius 20 ausgeführt sind.

In Figur 22 ist eine besondere Ausführung nach der Erfindung vergrößert und in den geometrischen Verhältnissen vereinfacht dargestellt. Es ist ersichtlich, daß die Außenlaufbahn 12 einen konstanten Krümmungsradius R_0 und 25 die Innenlaufbahn 10 einen konstanten Krümmungsradius R_1 aufweisen. Der Krümmungsradius R_1 ist größer als der Krümmungsradius R_0 . Jede Rolle 13 hat eine Mantelfläche 17 mit einer veränderlichen Krümmung, die im vorliegenden Beispiel gegenüber der Mittelebene M nach außen hin sich 30 vergrößert. Im dargestellten Beispiel besteht die varia-

ble Krümmung der Mantelfläche 17 der Rolle 13 aus Radien mit zumindest zwei verschiedenen Größen. Ein Krümmungsradius R_{r2} ist den Endabschnitten der Rollen zugeordnet und geht an den Punkten X_1 und X_2 in den Radius R_{r1} über, wobei die beiden Punkte X_1 und X_2 von der Rollenmittelebene M gleichweit entfernt sind. Der Krümmungsradius R_{r1} ist kleiner als der Krümmungsradius R_i der Innenringlaufbahn aber größer als der Krümmungsradius R_o der Außenringlaufbahn. Der Krümmungsradius R_{r2} ist geringer als der Krümmungsradius der Außenlaufbahn R_o . Mit anderen Worten, der Krümmungsradius R_i der Innenringlaufbahn ist über die Länge der Rolle überall (einschließlich der Zone im Bereich der Rollenmittelebene M) größer als der Krümmungsradius der Mantelfläche der Rolle, und der Krümmungsradius R_o der Außenringlaufbahn ist geringer als der Krümmungsradius R_{r1} der Mantelfläche der Rolle in der Mittelebene M aber größer als der Krümmungsradius R_{r2} der Mantelfläche der Rolle im Bereich der Enden der Rollen. Dies kann durch folgende geometrische Verhältnisse ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad & R_i > R_{r1} > R_o \\ \text{II.} \quad & R_{r2} < R_o \end{aligned}$$

Diese Bedingungen werden erfüllt durch eine Rolle, die eine Mantelfläche aufweist, die dem Bogen einer Ellipse entspricht, deren kleine Halbachse in der Rollenmittelebene M liegt.

Die verschiedenen Krümmungsradien der Rolle haben gemeinsame Tangenten an ihren Übergangsstellen in den Punkten X_1 und X_2 . Mit anderen Worten, das Rollenprofil

ist dadurch gekennzeichnet, daß keine scharfen Kanten oder abgerundeten Kanten längs des gesamten Rollenprofils vorhanden sind.

Die in Figur 22 dargestellte Rolle ist ein Beispiel eines Profils, das eine sich nicht vergrößernde Krümmung aufweist, weil der Krümmungsradius R_{r2} der Mantelfläche der Rolle im Bereich der Rollenden kleiner ist als der Krümmungsradius R_{r1} im Bereich der Rollenmittelebene M. Bei dieser Ausführung ist der Bezugspunkt auf der Mittelebene M der Rolle 13 angeordnet und die Rolle 13 ist symmetrisch zu diesem Bezugspunkt. Folglich kann die Rolle 13 als symmetrisch ausgebildet bezeichnet werden.

Es mag Anwendungen geben, bei denen eine asymmetrisch profilierte Rolle gegenüber der vorstehend beschriebenen symmetrisch profilierten Rolle Vorteile aufweist. Ein Beispiel des Rollen- und Laufbahnprofils in einem Lager, das eine asymmetrisch profilierte Rolle aufweist, ist in Figur 23 dargestellt. Wie ersichtlich, hat die Rolle 13 eine Mantelfläche 17 mit einer veränderlichen Krümmung, die aus drei verschiedenen Krümmungsradien R_{r1} , R_{r2} und R_{r3} besteht. Der Bezugspunkt ist mehr nach rechts auf das eine Ende der Rolle verschoben. Der Radius R_{r1} geht in den Radius R_{r2} an einem Punkt X_1 zur linken der Bezugsebene M über und der Radius R_{r1} geht in den Radius R_{r3} an einem Punkt X_2 rechts der Bezugsebene M über. Der Abstand des Punktes X_1 von der Bezugsebene M ist größer als der Abstand des Punktes X_2 . Wie ersichtlich ist der Radius R_{r1} größer als die Radien R_{r2} und R_{r3} . Natürlich gelten die oben erwähnten Verhältnisse der Profile der Innen- und der Außenringlaufbahn auch für Rollenlager mit asymmetrischen Rollen.

In Übereinstimmung mit der geometrischen Beziehung I und II berührt in beiden Ausführungsformen das Rollenprofil die Innenlaufbahn in der Bezugsebene M ($X = 0$) unter leichter Belastung mit einem Schmiegungsverhältnis $\frac{R_1 (X = 0)}{R_1} < 1$,

- 5 das für viele Pendelrollenlager ungefähr 0,98 ist. Es ist bekannt, daß, wenn sich die Last an der Berührungsstelle von Innenringlaufbahn und Rolle erhöht, der Druck sich in einer vorgegebenen Weise längs des Rollenprofils verteilt. Z. B. ist zwischen Rollen und Laufbahnen von gleicher Krümmung die Hertz'sche Spannungsverteilung eine elliptische
- 10 Funktion von X, die durch die folgende Gleichung ausgedrückt werden kann:

$$\text{III. } \left(\frac{P(X)}{P(0)} \right)^2 + \left(\frac{X}{\frac{1e}{2}} \right)^2 = 1$$

- wobei P (X) der Druck in der Entfernung X vom Berührungsmittelpunkt, P (0) der Druck im Berührungsmittelpunkt, X der Abstand vom Berührungsmittelpunkt und $\frac{1e}{2}$ der Abstand des Berührungsmittelpunktes von dem
- 15 Rollenende ist.

- Bei der vorliegenden Erfindung wird, weil der Krümmungsradius der Mantelfläche der Rolle mit zunehmendem X geringer wird, das Material der Rolle im zunehmenden Maße weggedrückt, wenn X sich vergrößert. Auf diese Weise entsteht ein schärfer Abfall im Druck, wenn X sich vergrößert, als bei der Rollen-Laufbahnberührung gemäß
- 20 Gleichung III. Als ein Ergebnis ist festzuhalten, daß
- 25

die Druckverteilung an der Innenringlaufbahn viel spitzer ausgebildet ist als die Hertz'sche Druckverteilung (siehe Figuren 21a und 21b).

- Gemäß der geometrischen Verhältnisse I und II berührt
 5 unter leichter Belastung die Rollenmantelfläche die Außenringlaufbahn bei $X = 0$ nicht. Dies liegt daran, daß bei $X = 0$ $\frac{R_{r1}}{R_o} > 1$ ist. Weil jedoch der Reziprokwert $\frac{R_o}{R_{r1}} < 1$ besteht ein entgegengesetzter Krümmungseffekt. An
 10 den Punkten X_1 und X_2 entsteht jedoch bei leichten Belastungen eine Berührung. An diesen Punkten herrschen folgende Schmiegungsverhältnisse vor:

$$\frac{R(X_1)}{R_o} < 1 \quad \frac{R(X_2)}{R_o} < 1$$

- Diese Schmiegunge können vorgegebene Werte von ungefähr 0,98, wie sie für viele Pendelrollenlager üblich sind,
 15 haben. Wenn sich nun die Belastung erhöht, vergrößern sich die Berührungsflächen um die Punkte X_1 und X_2 und gehen im Bereich $X = 0$ ineinander über, was eine Druckverteilung ergibt, die als bimodal (zweigipflig) bezeichnet wird, weil zwei Druckgipfel zu beiden Seiten des Mittelpunkts
 20 der Berührungsfläche entstehen (siehe Figuren 20a und 20b).

- Im Hinblick auf das vorher gesagte dürfte es augenscheinlich sein, daß in einem Lager gemäß der vor-
 25 liegenden Erfindung die Brührungsverhältnisse der Rollen mit der Außenlaufbahn die gleichen bleiben, selbst wenn die Achse des Außenringes nicht mit der Lagerachse

5 koaxial ist. Auf diese Weise arbeitet das Lager mit Rollen mit nicht negativen Schrägkwinkeln selbst dann wenn der Innen- und der Außenring nicht um eine gemeinsame Achse rotieren. Darüber hinaus kann der Innenring einfach auf konventionelle Weise mit einem konstanten Krümmungsradius hergestellt werden, wenn das Rollenprofil variable Krümmungen aufweist.

10 Obwohl bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung im Detail an Hand eines Pendelrollenlagers mit symmetrisch profilierten Rollen beschrieben wurde, sind viele Modifikationen, Änderungen und dgl. möglich, ohne daß vom allgemeinen Erfindungsgedanken abgewichen wird. Z. B. kann die Erfindung im Zusammenhang mit anderen Arten von Pendelrollenlagern verwendet werden, bei denen 15 der Innenring kugelig ausgebildet wird, und auch bei Linearlagern.

Nummer:

29 35 023

Int. Cl. 2:

F 16 C 19/34

Anmeldetag:

30. August 1979

Offenlegungstag:

20. März 1980

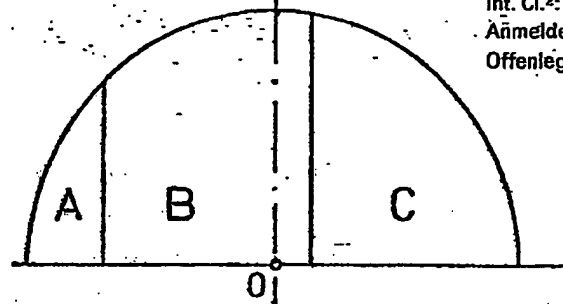


Fig. 1

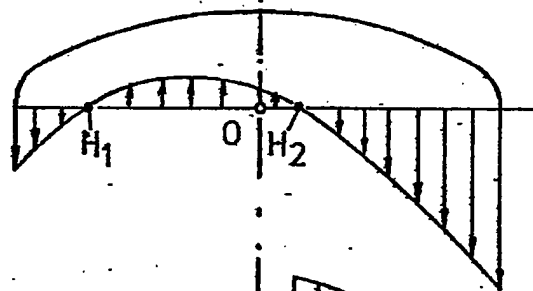


Fig. 2

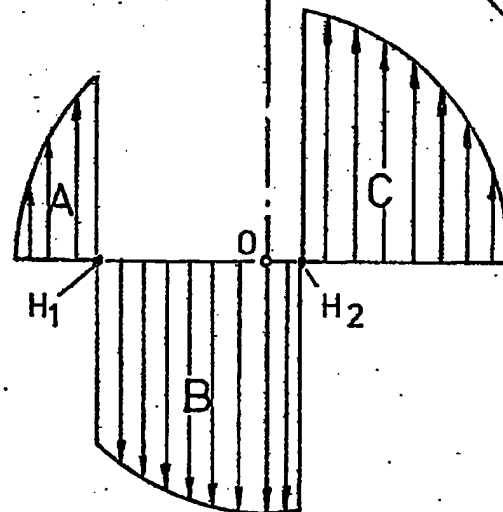


Fig. 3

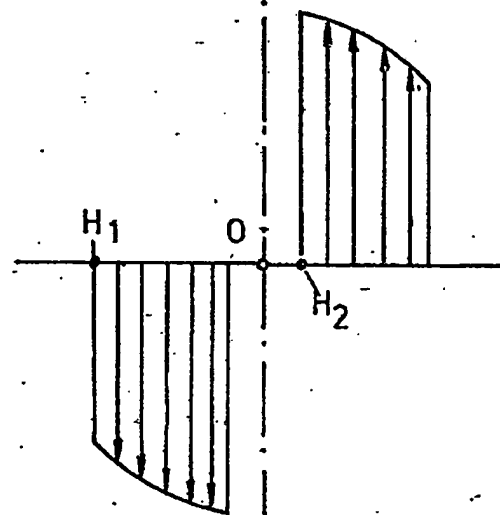


Fig. 4

Fig.5

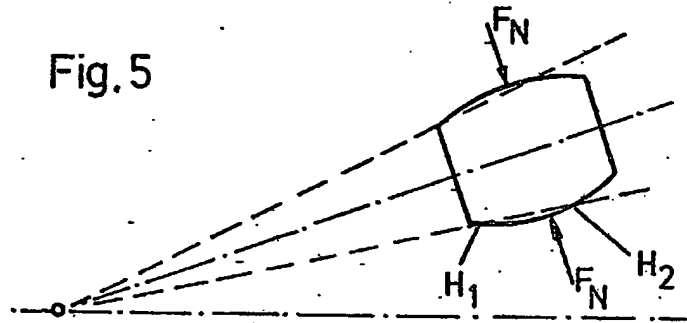


Fig.6

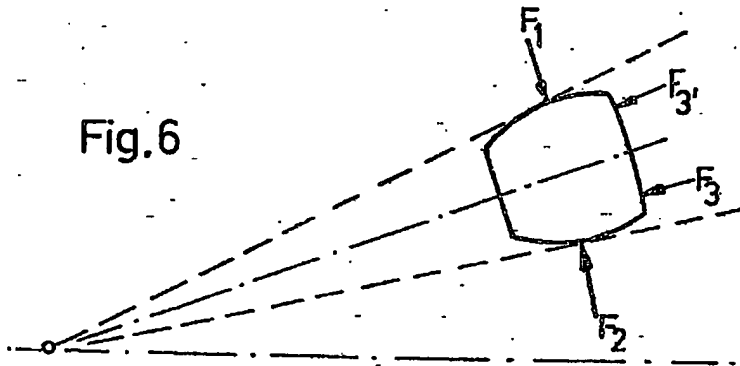
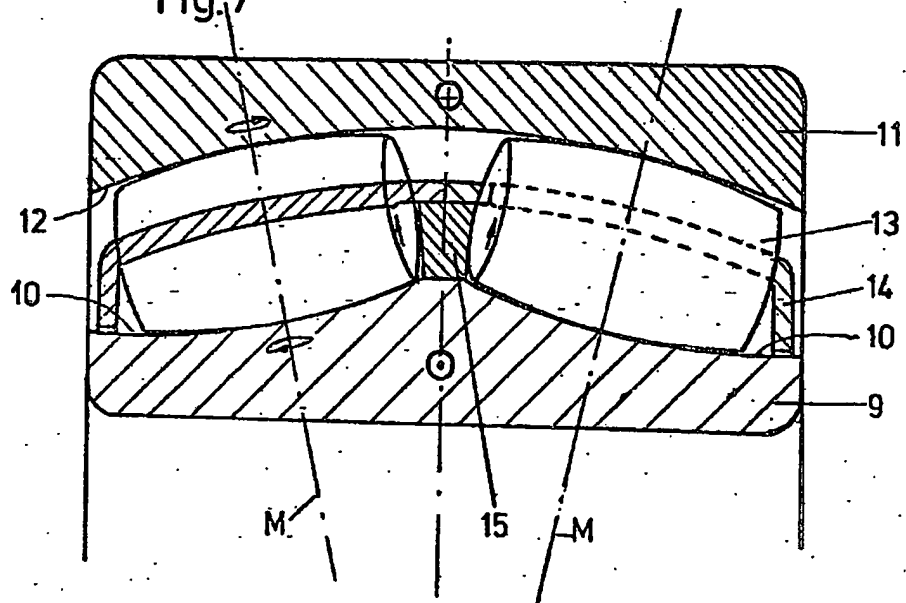


Fig.7



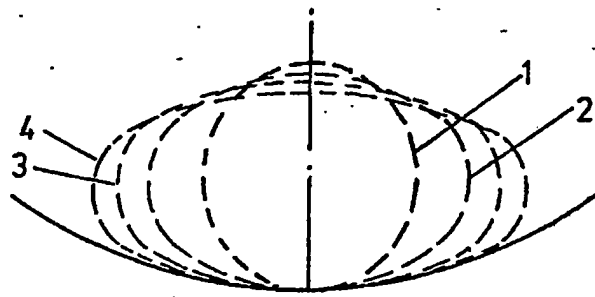


Fig. 8

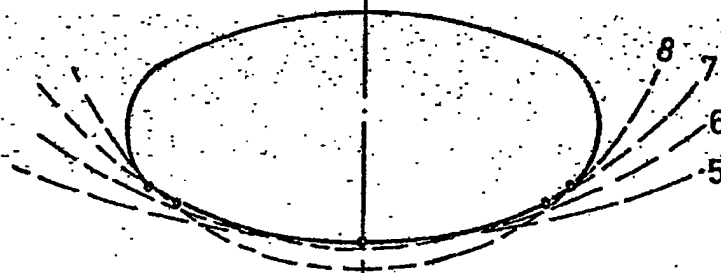
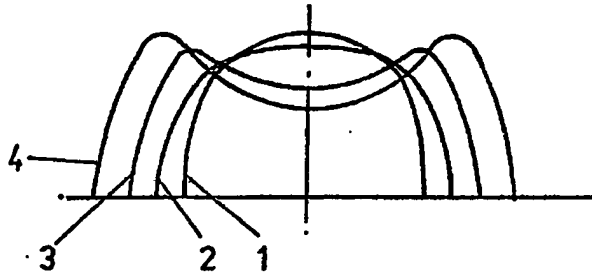
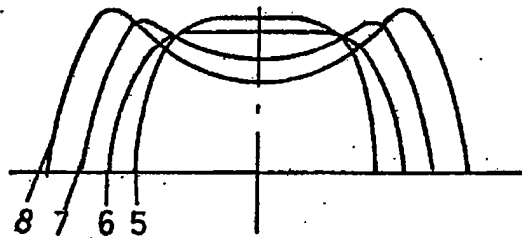


Fig. 13



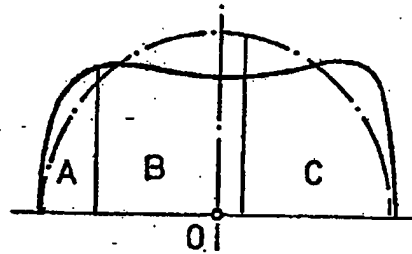


Fig. 9

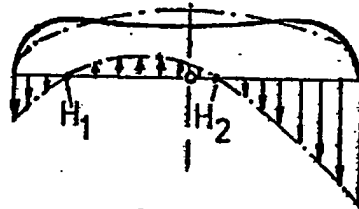


Fig. 10

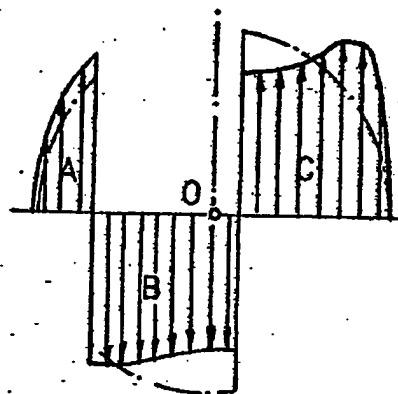


Fig. 11

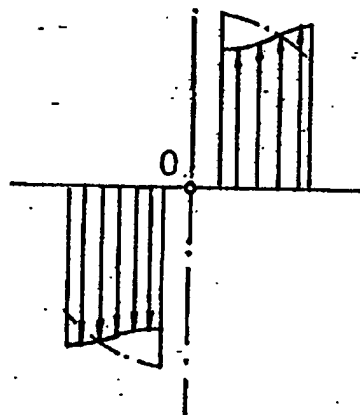


Fig. 12

Fig.14a

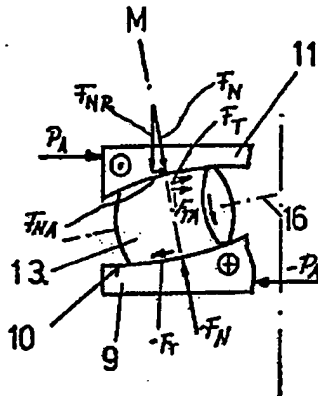


Fig.15a

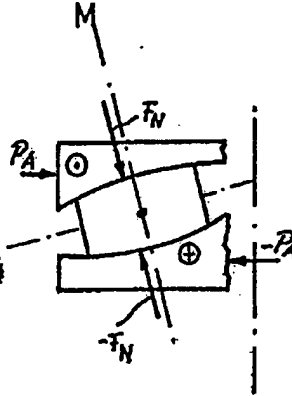


Fig.16a

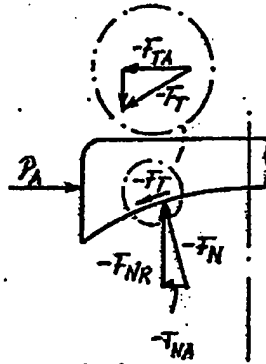
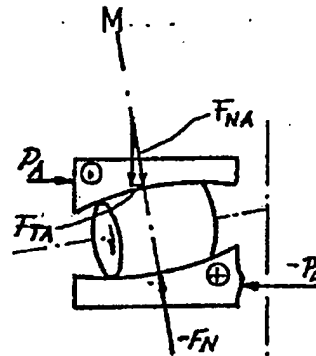


Fig.14b

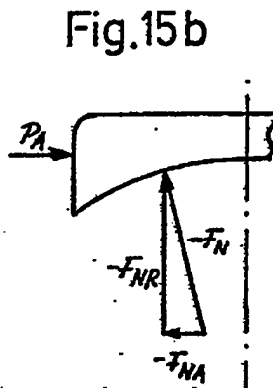


Fig.15b

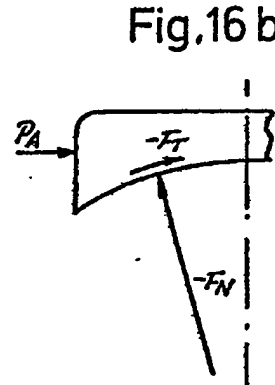


Fig.16b

Fig.14c

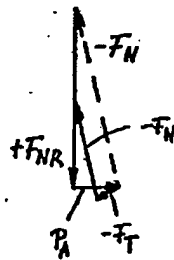


Fig.15c



Fig.16c

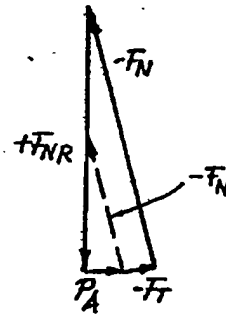


Fig.14d



Fig.15d



Fig.16d



Fig.17a

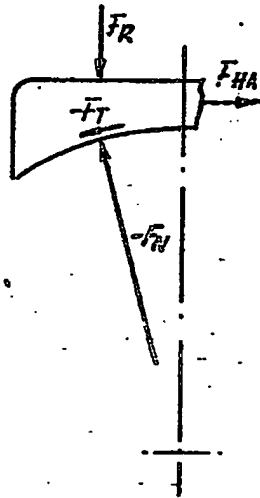


Fig.18a

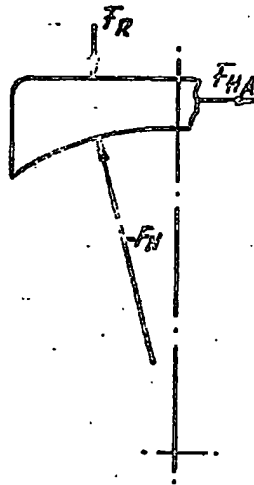


Fig.19a

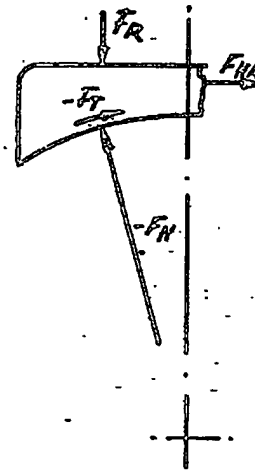


Fig.17b

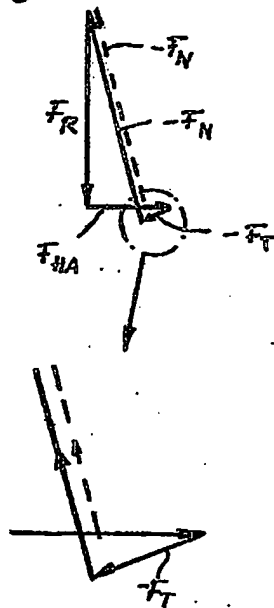


Fig.18b

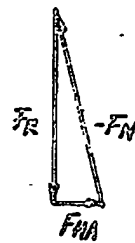


Fig.19b

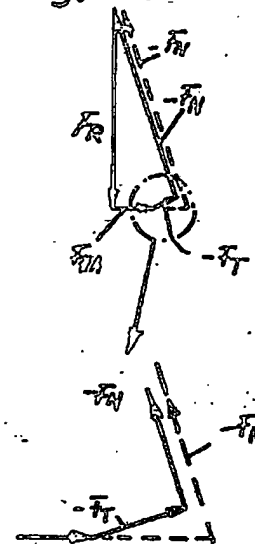


Fig. 20a

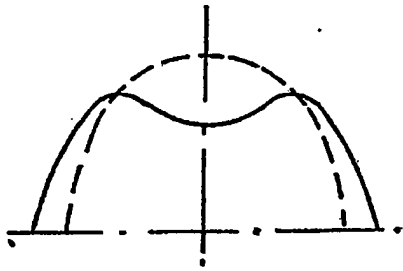


Fig. 21a

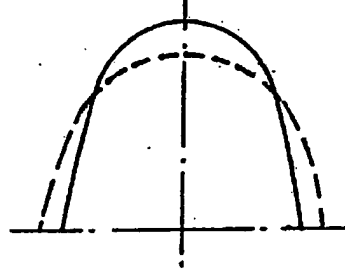


Fig. 20b

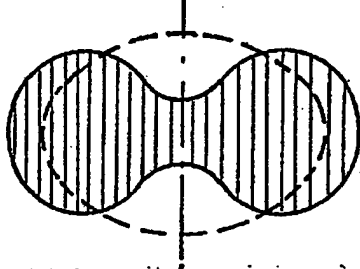


Fig. 21b

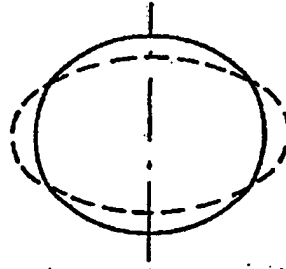


Fig. 22

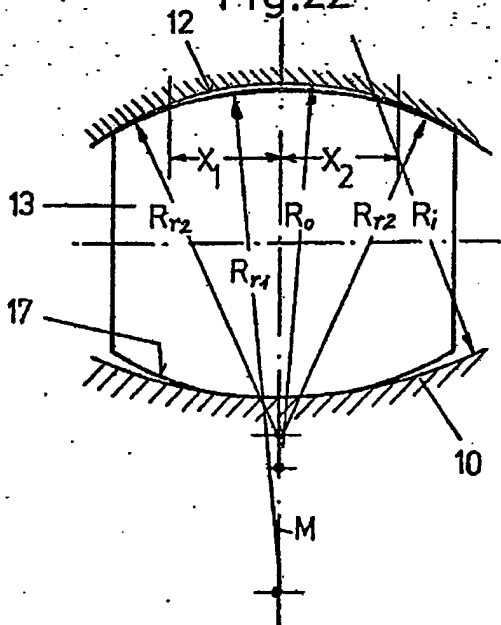


Fig. 23

